

Steering control method for vehicle with power steering and a controllable differential

Publication number: DE4227805

Publication date: 1993-03-04

Inventor: MATSUO KOUJI (JP); MOURI TOYOHICO (JP)

Applicant: FUJI HEAVY IND LTD (JP)

Classification:

- **International:** B60K17/34; B60K23/04; B62D5/04; B62D6/00; G01P3/42; B60K17/34; B60K23/04; B62D5/04; B62D6/00; G01P3/42; (IPC1-7): B62D6/00

- **European:** B62D5/04P2B; B60K23/04; B62D5/04P2H

Application number: DE19924227805 19920821

Priority number(s): JP19910238808 19910826

Also published as:

US5253728 (A1)
JP5050940 (A)
GB2259063 (A)

Report a data error here

Abstract not available for DE4227805

Abstract of corresponding document: GB2259063

The vehicle has electric power steering 8, 9, 10 and a hydraulic controller 18 for differential 3 between the driven front wheels 4, 5. When the differential is locked, the quantity and direction of a torque displacement are calculated. If this direction is from the outside wheel (5) to the inside wheel (4), the differential restricting torque is set at zero. If this direction is from inside to outside the ratio between the load displacement magnitudes of the front axle is calculated and the front axle driving torque is calculated from a transmission gear position, an engine speed and a throttle opening degree. The restricting torque is then calculated so that the torque distribution to the inside and outside wheels is equal to the load distribution to them. The correction amount for the steering assist force is calculated from the restricting torque and vehicle characteristics eg. the mass offset of a wheel tire, the diameter of the wheel tire and a steering gear ratio. The hydraulic differential controller (18) is driven on the basis of the calculated restricting torque and the steering correction controller (19) is driven on the basis of the calculated assist force correction amount. Traction is improved and fluctuation of steering assistance is reduced without the need for a viscous coupling.

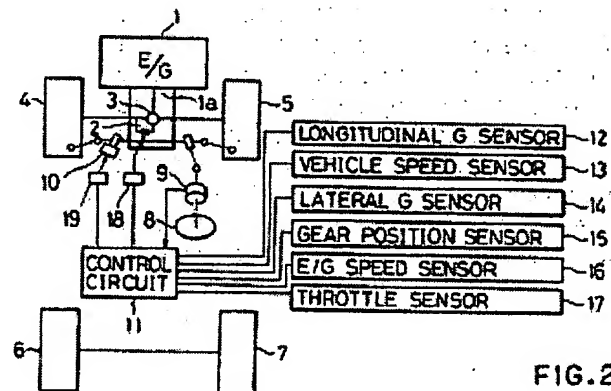


FIG.2

AT



10/523; 139

 (51) Int. Cl. 6:
 B 62 D 6/00

 (19) BUNDESREPUBLIK
 DEUTSCHLAND

 DEUTSCHES
 PATENTAMT

 (12) Patentschrift
 (10) DE 42 27 805 C 2

 (21) Aktenzeichen: P 42 27 805.8-21
 (22) Anmeldetag: 21. 8. 92
 (43) Offenlegungstag: 4. 3. 93
 (46) Veröffentlichungstag
 der Patenterteilung: 30. 5. 96

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

 (30) Unionspriorität: (32) (33) (31)
 26.08.91 JP 3-238808
 (73) Patentinhaber:
 Fuji Jukogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP
 (74) Vertreter:
 Vossius & Partner, 81675 München

 (72) Erfinder:
 Matsuo, Kouji, Nitta, Gunma, JP; Mouri, Toyohiko,
 Ohta, Gunma, JP

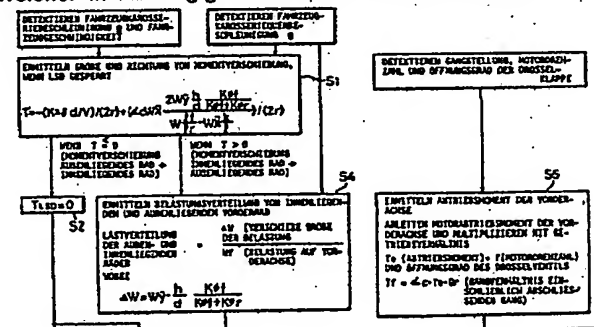
 (56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
 in Betracht gezogene Druckschriften:

 DE 38 32 924 C2
 DE 38 16 907 A1
 JP 01-95 839 A

(64) Lenkstellungsverfahren für ein Kraftfahrzeug mit einem Differential

 (57) Lenkstellungsverfahren für ein Kraftfahrzeug, welches eine am Kraftfahrzeug vorgesehene Brennkraftmaschine, ein Differential (3), welches zwischen einem linken Vorderrad (4) und einem rechten Vorderrad (5) zum Ausgleich einer Geschwindigkeitsdifferenz der linken und rechten Vorderräder (4, 5) vorgesehen ist, eine Begrenzungseinrichtung (2), welche an dem Differential (3) zur Steuerung einer Momentverteilung auf die linken und rechten Vorderräder (4, 5) angebracht ist, ein Lenkrad (8), welches mit den Rädern zur Lenkung des Kraftfahrzeugs betriebsverbunden ist, ein Elektromotor (10), welcher mit dem Lenkrad (8) zur Betriebsunterstützung des Lenkrades (8) verbunden ist, einen Torsionsmomentsensor (9), welcher mit dem Lenkrad (8) zum Detektieren eines Torsionsmoments des Lenkrades (8) und zum Erzeugen eines Torsionsmomentsignals verbunden ist, einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor (13) zum Detektieren einer Fahrzeuggeschwindigkeit und zum Erzeugen eines Fahrzeuggeschwindigkeitssignals, einen Brennkraftmaschinendrehzahlsensor (16) zum Detektieren einer Brennkraftmaschinendrehzahl und zum Erzeugen eines Brennkraftmaschinendrehzahlsignals, einen Drosselklappensensor (17) zum Detektieren eines Öffnungsgrades einer Drosselklappe in der Brennkraftmaschine und zum Erzeugen eines Öffnungsgradsignals, einen Gangstellungssensor (15) zum Detektieren einer Stellung eines gewählten Ganges und zum Erzeugen eines Stellungssignals, einen Querbeschleunigungssensor (14), welcher am Kraftfahrzeug zum Detektieren einer Querbeschleunigung und zum Erzeugen eines Querbeschleunigungssignals angebracht ist, und einen Längsbeschleunigungssensor (12) hat, welcher an dem Kraftfahrzeug zum Detektieren einer Längsbeschleunigung und zum Erzeugen eines Längsbeschleunigungssignals (G) angebracht ist, wobei das Lenkstellungsverfahren durch folgende Schritte gekennzeichnet ist:
 Ableiten einer Größe und einer Richtung eines Verschlebmomentes aus dem Querbeschleunigungssignal und aus dem Längsbeschleunigungssignal, wenn die Begrenzungseinrichtung (2) gesperrt ist,

Desaktivieren der Begrenzungseinrichtung (2), wenn die Richtung des Verschlebmomentes von dem außenliegenden Rad zu dem innenliegenden Rad gerichtet ist, Ermitteln einer Lastverteilung auf die linken und rechten Räder, wenn die Richtung der Momentverschiebung von dem innenliegenden Rad zu dem außenliegenden Rad gerichtet ist, Ermitteln eines Antriebsmoments aus einer Tabelle, in welcher in Abhängigkeit von dem Positionssignal, ...



DE 42 27 805 C 2

DE 42 27 805 C 2

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Lenkstellungsverfahren für ein Kraftfahrzeug nach dem Oberbegriff von Anspruch 1. Eine Lenkkraft-Verteilungsstellervorrichtung für ein vierradgetriebenes Fahrzeug der oben genannten Art wurde bereits vorgeschlagen und ist in der JP 1-959 39 A angegeben. Dieses Fahrzeug hat ein Verteilergetriebe, welches die Fähigkeit hat, eine Drehmomentverteilung auf die vorderen und hinteren Räder zu verändern, und hat eine Begrenzungseinrichtung, welche die Fähigkeit hat, die Begrenzungskräfte auf die rechten und linken Antriebsräder zu verändern. Die Vorrichtung hat eine Längsbeschleunigungsdetektionseinrichtung zum Detektieren der Längsbeschleunigung des Kraftfahrzeugs, eine Querb beschleunigungsdetektionseinrichtung zum Detektieren der Querb beschleunigung des Kraftfahrzeugs, eine Unterscheidungseinrichtung zur Unterscheidung des Laufzustandes des Kraftfahrzeugs auf der Basis des Wertes der Längsbeschleunigung detektiert mittels der Längsbeschleunigungsdetektionseinrichtung und des Werts der Querb beschleunigung detektiert mittels der Querb beschleunigungsdetektionseinrichtung und eine Antriebskraftstellereinrichtung, mittels welcher eine optimale Steuerung der Größen der Drehmomentverteilung basierend auf dem Verteilergetriebe und den Begrenzungskräften basierend auf der Begrenzungseinrichtung nach Maßgabe des Unterscheidungsergebnisses für den Laufzustand mittels der Unterscheidungseinrichtung erzielt wird.

Es ist allgemein bekannt, daß, wenn die Begrenzungseinrichtung in Abhängigkeit von der Querb beschleunigung beim Wenden oder Kurvenfahren des Kraftfahrzeugs in einem vorderen Differential, wie in einem Mitteldifferential und einem hinteren Differential, arbeitet, das Traktionsverhalten des Fahrzeugs verbessert werden kann, ohne daß man eine Einbuße hinsichtlich des Wende Verhaltens bzw. Kurvenfahr Verhaltens hat. Wenn jedoch in Wirklichkeit eine Differenz zwischen den Antriebskräften der rechten und linken Räder durch das Arbeiten der Begrenzungseinrichtung erzeugt wird, ändert sich eine Lenkkraft oder eine Gegenlenkkraft infolge der Massenversetzung einer Radaufhängung, insbesondere der Versetzung zwischen dem Achsschenkelbolzen und dem Radmittelpunkt, beträchtlich. Hierdurch ergibt sich nicht nur die Schwierigkeit, daß das Lenkgefühl eines Fahrers ungünstig wird, sondern es ergibt sich auch die Schwierigkeit, daß der Fahrer das Lenkrad des Kraftfahrzeugs in einem Extremverhalten nicht mehr wunschgemäß beaufschlagt.

Ein vorderes Differential mit einer Viskosekupplung mit vergleichsweise kleiner Eingriffskraft ist das Kompromißergebnis zwischen dem Leistungsverhalten des Fahrzeuges selbst (wenn der Fahrer das Lenkrad fest handhabt) und dem Lenkgefühl des Fahrers.

Die DE 38 32 924 C2 zeigt ein integriertes Vierradlenk- und Differentialschlupf-Steuersystem, wobei zur Stabilisierung des Fahrzeuges bei Kurvenfahrten die Hinterräder korrigierend in die Gegenrichtung zu den Vorderrädern gelenkt werden.

Die DE 36 16 907 A1 zeigt eine Einrichtung zur Regelung der Drehgeschwindigkeit eines Kraftfahrzeuges um die Hochachse. Hierbei wirkt an Fahrzeugen mit Antiblockiersystem beim Bremsen ein an der Hochachse angeordneter Drehgeschwindigkeitsmesser auf die Lenkung und/oder die Bremskraft der Räder ein, um das Schleudern beim Bremsvorgang zu verhindern.

Die Erfindung zielt darauf ab, eine Lösung für die genannten Probleme bereitzustellen, wobei die Lenkstabilität optimiert und das Traktionsverhalten des Fahrzeuges verbessert werden, ohne daß eine teure Viskosekupplung eingesetzt zu werden braucht.

Gemäß einem Lösungsgedanken nach der Erfindung wird ein Lenkstellungsverfahren für ein Kraftfahrzeug bereitgestellt, welches eine am Kraftfahrzeug vorgesehene Brennkraftmaschine, ein Differential, welches zwischen einem linken Vorderrad und einem rechten Vorderrad zum Ausgleich einer Geschwindigkeitsdifferenz der linken und rechten Vorderräder vorgesehen ist, eine Begrenzungseinrichtung, welche an dem Differential zum Steuern einer Drehmomentverteilung auf die linken und rechten Vorderräder angebracht ist, ein Lenkrad, welches mit den Rädern zur Lenkung des Kraftfahrzeugs betriebsverbunden ist, einen Elektromotor, der mit dem Lenkrad zur Unterstützung der Betätigung des Lenkrades verbunden ist, einen Torsionsmomentsensor, welcher mit dem Lenkrad zum Detektieren eines Torsionsmoments des Lenkrades und zum Erzeugen eines das Torsionsmoment wiedergebenden Signales verbunden ist, einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor zum Detektieren einer Fahrzeuggeschwindigkeit und zum Erzeugen eines die Fahrzeuggeschwindigkeit wiedergebenden Signales, einen Brennkraftmaschinengeschwindigkeits- bzw. Drehzahlsensor zum Detektieren einer Brennkraftmaschinendrehzahl und zum Erzeugen eines die Brennkraftmaschinendrehzahl wiedergebenden Signales, einen Drosselsensor zum Detektieren eines Öffnungsgrades einer Drosselklappe in der Brennkraftmaschine und zum Erzeugen eines den Öffnungsgrad wiedergebenden Signales, einen Gangstellungssensor zum Detektieren einer Stellung eines gewählten Ganges und zum Erzeugen eines die Stellung wiedergebenden Signales, einen Querb beschleunigungssensor, welcher am Fahrzeug zum Detektieren einer Querb beschleunigung und zum Erzeugen eines die Querb beschleunigung wiedergebenden Signales angebracht ist, und einen Längsbeschleunigungssensor hat, welcher an dem Kraftfahrzeug zum Detektieren einer Längsbeschleunigung und zum Erzeugen eines die Längsbeschleunigung wiedergebenden Signales angebracht ist, wobei sich die Weiterentwicklung des Steuerungsverfahrens durch die Schritte auszeichnet, gemäß denen eine Größe und eine Richtung einer Drehmomentverschiebung von den Quer- und Längsbeschleunigungssignalen abgeleitet wird, wenn die Begrenzungseinrichtung gesperrt ist; die Begrenzungseinrichtung deaktiviert wird, wenn die Richtung der Drehmomentverschiebung von dem außenliegenden Rad zu dem innenliegenden Rad erfolgt; eine Belastungsverteilung auf die linken und rechten Räder ermittelt wird, wenn die Richtung der Drehmomentverschiebung von dem innenliegenden Rad zu dem außenliegenden Rad erfolgt; ein Antriebsmoment aus einer Tabelle ermittelt wird, welche Daten in Abhängigkeit vom Stellungssignal, dem Brennkraftmaschinendrehzahlsignal und dem Öffnungsgradsignal speichert; ein Begrenzungsmoment aus der Lastverteilung und dem Antriebsmoment bestimmt wird, die Begrenzungseinrichtung nach Maßgabe des Begrenzungsmomentes betätigt wird; eine Korrekturgröße aus dem Begrenzungsmoment und den charakteristischen Werten des Kraftfahrzeugs bestimmt wird — und eine Hilfskraft

von dem Elektromotor derart korrigiert wird, daß man ein verbessertes Traktionsverhalten und eine optimale Steuerung des Lenkrads ohne Schwankungen erhält.

Dank der vorstehend beschriebenen Auslegung wird das Begrenzungsmoment derart erzeugt, daß die Antriebskraftverteilung auf die rechten und linken Vorderräder, welche die Antriebsräder des Kraftfahrzeugs sind, in Übereinstimmung mit der Belastungsverteilung auf die rechten und linken Vorderräder gebracht wird, um eine Traktionswirkung und eine Lenkstabilität nach optimalen Verhältnissen zu bekommen und die Lenkradschwankung, welche der Drehmomentbegrenzung zuzuschreiben ist, korrigiert werden kann.

Weitere Einzelheiten, Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der nachstehenden Beschreibung von bevorzugten Ausführungsformen unter Bezugnahme auf die beigefügte Zeichnung. Darin zeigt

Fig. 1 ein Flußdiagramm zur Verdeutlichung eines Beispiels einer Steuerweise nach der Erfindung,

Fig. 2 eine schematische Ansicht zur Verdeutlichung einer bevorzugten Ausführungsform nach der Erfindung,

Fig. 3(A) und 3(B) schematische Ansichten zur Verdeutlichung der Richtungen der auf die beim Kurvenfahren innenliegenden und außenliegenden Räder wirkenden Antriebskräfte, wobei Fig. 3(A) einem kleinen Antriebsmoment entspricht, während Fig. 3(B) einem großen Antriebsmoment entspricht, und

Fig. 4(A) und 4(B) schematische Ansichten zur Verdeutlichung des Zusammenhangs unter den Antriebskräften der innenliegenden und außenliegenden Räder und einer Lenkhilfskraft, wobei Fig. 4(A) eine Draufsicht ist, während Fig. 4(B) eine Seitenansicht ist.

Unter Bezugnahme auf die beigefügte Zeichnung wird nachstehend eine bevorzugte Ausführungsform nach der Erfindung näher erläutert.

Unter Bezugnahme auf Fig. 2 ist mit dem Bezugszeichen 1 eine Antriebseinheit bezeichnet, welche eine Brennkraftmaschine, ein Getriebe usw. umfaßt, und welche eine Ausgangswelle 1a hat. Die Ausgangswelle 1a treibt ein linkes Vorderrad 4 und ein rechtes Vorderrad 5 über ein an sich bekanntes vorderes Differential 3 an, welches mit EIN/AUS-Begrenzungseinrichtungen 2 ausgestattet ist, welche hydraulisch betätigbar sind. Mit den Bezugszeichen 6 und 7 sind Hinterräder bezeichnet.

Mit der Bezugsziffer 8 ist ein Lenkrad bezeichnet. Eine an sich bekannte Vorderradlenkeinrichtung, welche vom Lenkrad 8 zu den Vorderrädern 4, 5 geht, ist mit einem an sich bekannten elektrischen Servolenksystem versehen, welches einen Torsionsmomentsensor 9 zum Detektieren des Lenkmoments der Lenkwelle des Lenkrades 8 und einen Elektromotor 10 umfaßt, welcher eine Lenkhilfskraft nach Maßgabe des mittels des Torsionsmomentsensors 9 detektierten Lenkmoments anlegt.

Mit der Bezugsziffer 11 ist eine Steuerschaltung bezeichnet, welche die Steuerung eines Begrenzungsmomentes für die Begrenzungseinrichtung 2 und die Korrektursteuerung der Lenkunterstützungskraft für den Elektromotor 10 des elektrischen Servolenksystems vornimmt. Die Steuerschaltung 11 ermittelt die Differenz und die Richtung einer Momentverschiebung zwischen den innenliegenden und außenliegenden Rädern, wenn die Begrenzungseinrichtung 2 gesperrt ist, und zwar aus einer Beschleunigung in Längsrichtung der Fahrzeugkarosserie (nachstehend bezeichnet mit "Fahrzeugkarosseriebeschleunigung g"), welche mittels eines Fahrzeugkarosserie-Längsbeschleunigungs-(g)-Sensors 12 detektiert wird, aus einer Fahrzeuggeschwindigkeit, welche mittels eines Fahrzeuggeschwindigkeitssensors 13 ermittelt wird, und einer Beschleunigung in Querrichtung der Fahrzeugkarosserie (welche nachstehend bezeichnet wird mit "Fahrzeugkarosseriequerbeschleunigung g"), welche mittels eines Fahrzeugkarosseriequerbeschleunigung-(g)-Sensors 14 detektiert wird. Wenn die Richtung der Momentverschiebung von dem außenliegenden Rad zu dem innenliegenden Rad gerichtet ist, deaktiviert die Steuerschaltung 11 die Begrenzungseinrichtung 2. Wenn andererseits die Richtung der Momentverschiebung zwischen den innenliegenden und außenliegenden Rädern und dem innenliegenden Rad zum außenliegenden Rad gerichtet ist, ermittelt die Steuerschaltung 11 eine Lastverteilung einer Vorderachse auf die innenliegenden und außenliegenden Räder aus der Fahrzeugkarosseriequerbeschleunigung (g), welche mittels des Fahrzeugkarosseriequerbeschleunigungs-(g)-Sensors 14 detektiert wird. Anschließend ermittelt die Steuerschaltung 11 ein Begrenzungsmoment, mit dem eine Momentverteilung auf die innenliegenden und außenliegenden Räder im wesentlichen gleich der Lastverteilung auf diese wird, wobei die Ermittlung aus der Lastverteilung der Vorderachse auf die innenliegenden und außenliegenden Räder gemäß der voranstehenden Ermittlung und dem Antriebsmoment der Vorderachse ermittelt aus einer Gangstellung, welche mittels des Gangstellungssensors 15 detektiert wird, einer Brennkraftmaschinendrehzahl, welche mittels eines Brennkraftmaschinendrehzahlsensors 16 detektiert wird, und einem Drosselklappenöffnungsgrad welcher mittels eines Drosselklappenöffnungsensors 17 ermittelt wird, erfolgt. Dann legt sie ein Befehlssignal bzw. Steuersignal entsprechend dem Begrenzungsmoment an eine hydraulische Steuereinrichtung 18 an, welche die Begrenzungseinrichtung 2 steuert. Ferner ermittelt die Steuerschaltung 11 eine Korrekturgröße einer Lenkhilfskraft aus dem Begrenzungsmoment und den charakteristischen Werten des Kraftfahrzeugs, wie der Massenversetzung eines Radreifens, dem Durchmesser des Radreifens und einem Lenkgetriebeverhältnis. Dann gibt sie einen Befehl entsprechend der Korrekturgröße an eine Lenkkorrektursteuereinrichtung ab, die den Elektromotor 10 des elektrischen Servolenksystems steuert.

Fig. 1 ist ein Flußdiagramm zur Verdeutlichung der Einzelheiten der Steuerungsweise der Steuerschaltung 11. Zuerst werden in einem Schritt S1 die Größe und die Richtung einer Momentverschiebung in einem Zustand, in welchem die Begrenzungseinrichtung 2 gesperrt ist, durch den Vergleich zwischen einer Momentverschiebungsgröße im Falle eines kleinen Antriebsmoments bei einer Kurvenfahrt des Kraftfahrzeugs und einer Momentverschiebungsgröße im Falle eines großen Antriebsmoments ermittelt.

Die Drehgeschwindigkeit des bei der Kurvenfahrt außenliegenden Rades ist größer als jene des innenliegenden Rades. Wenn daher die Momentbegrenzung bei einer Kurvenfahrt mit einem kleinen Antriebsmoment vorgenommen wird, erfährt das außenliegende Rad mit einer höheren Drehgeschwindigkeit eine Bremskraft, und das innenliegende Rad mit einer niedrigeren Drehgeschwindigkeit erhält eine Antriebskraft. Folglich ist ein Wendemoment bzw. ein Kurvenfahrtmoment basierend auf der Momentbegrenzung entgegengesetzt zu einer

Wenderichtung bzw. Kurvenfahrtrichtung gerichtet.

Wenn man genauer gesagt mit K_x eine Antriebs(Brems)steifigkeit bezeichnet und mit S einen Schlupffaktor (minus bei einem Antriebszustand) bezeichnet, läßt sich die Antriebskraft X , welche im Radreifen erzeugt wird, ausdrücken mit $X = -K_x \cdot S$. Der Schlupffaktor S läßt sich mittels einer einfachen Formel $S = V_r / (r\omega) - 1$ darstellen, wobei V_r die Geschwindigkeit des Radreifens relativ zu einer Fahrbahnoberfläche bezeichnet, r den Radius des Radreifens bezeichnet, und ω die Drehgeschwindigkeit des Radreifens bezeichnet. Ferner läßt sich mit γ die Gierrate bzw. Gierwinkel des Kraftfahrzeugs, mit ρ der Wenderadius, mit d die Spur, und mit V die Fahrzeuggeschwindigkeit bezeichnen. Dann lassen sich die Antriebskräfte X_o und X_i des außenliegenden Rades und des innenliegenden Rades ohne Momentbegrenzung jeweils durch die folgenden Gleichungen ausdrücken:

$$X_o = -K_x \cdot S_o = -K_x \{V_r / (r\omega) - 1\} \\ = -K_x \left\{ \gamma \left(\rho + \frac{d}{2} \right) / V - 1 \right\} \quad (1)$$

$$X_i = -K_x \left\{ \gamma \left(\rho + \frac{d}{2} \right) / V - 1 \right\} \quad (2)$$

Wenn somit die Begrenzungseinrichtung 2 bei der Kurvenfahrt gesperrt ist, bei der das Antriebsmoment keinen sehr großen Wert annimmt, wirken die Antriebskraft X_o des außenliegenden Rades und jene X_i des innenliegenden Rades auf die Bremsseite und die Antriebsseite jeweils, wie dies in Fig. 3(A) verdeutlicht ist. Somit tritt eine Momentverschiebung T_1 , welche eine durch die nachstehend angegebene Gleichung wiedergegebene Größe hat und in die Richtung vom außenliegenden Rad zum innenliegenden Rad gerichtet ist, auf:

$$T_1 = (X_i - X_o) / (2 \gamma) \\ = [-K_x \left\{ \gamma \left(\rho - \frac{d}{2} \right) / V - 1 \right\}] \\ + [K_x \left\{ \gamma \left(\rho + \frac{d}{2} \right) / V - 1 \right\}] \\ = (K_x \cdot \gamma \cdot d / V) / (2 \gamma) \quad (3)$$

Folglich wird in einem Bereich, in welchem das Antriebsmoment groß und die Querbeschleunigung (g) der Fahrzeugkarosserie ebenfalls groß ist, die Drehung des innenliegenden Rades hinsichtlich seiner Belastung des Untergrundkontakts herabgesetzt und folglich wird der Schlupffaktor vergrößert. Folglich nimmt die Antriebskraft X_i des innenliegenden Rades ab, und es nimmt auch jene X_o des außenliegenden Rades mit der Abnahme der Antriebskraft des innenliegenden Rades ab. Wenn hingegen die Momentbegrenzung vorgenommen wird, kann die Antriebskraft X_o des außenliegenden Rades selbst dann eine Antriebskraft erzeugen, nachdem die Antriebskraft X_i des innenliegenden Rades vermindert wurde. Somit kann die Antriebskraft bei der Kurvenfahrt des Kraftfahrzeugs durch die Momentbegrenzung sichergestellt werden.

Bei einem großen Antriebsmoment ergeben sich jeweils die Antriebskräfte X_o und X_i , wie dies in den Gleichungen (4) und (5) gezeigt ist, welche an den innenliegenden und außenliegenden Vorderrädern auftreten, und zwar in Abhängigkeit von der Belastung des Untergrundkontakts dieser Räder:

$$X_o = \alpha_c \cdot W \cdot \ddot{x} \cdot \frac{W_{fo}}{W_{fo} + W_{fi}} \quad (4)$$

wobei α_c : Verhältnis der Längsmomentverteilung,
 W : Gewicht der Fahrzeugkarosserie,

\ddot{x} : Längsbeschleunigung (g) der Fahrzeugkarosserie,

W_{fo} : Belastung des Untergrundkontakts des vorderen, außenliegenden Rades, und

W_{fi} : Belastung des Untergrundkontakts des vorderen, innenliegenden Rades.

$$X_i = \alpha_c \cdot W \cdot \ddot{x} \cdot \frac{W_{fi}}{W_{fo} + W_{fi}} \quad (5)$$

Wenn daher die Begrenzungseinrichtung 2 beim Kurvenfahren gesperrt wird, bei der sowohl das Antriebsmoment als auch die Querbeschleunigung (g) der Fahrzeugkarosserie groß sind, wird die Antriebskraft X_o des außenliegenden Vorderrades größer als jene mit X_i bezeichnete des innenliegenden Vorderrades, wie sich dies aus Fig. 3(B) ergibt. Folglich wird eine Momentverschiebung T_2 , welche eine Größe entsprechend der nachstehend angegebenen Gleichung hat und in die Richtung von dem innenliegenden Rad zu dem außenliegenden Rad gerichtet ist, größer:

$$T_2 = (X_0 - X_i) / (2 \gamma) \\ = (\alpha_c \cdot W \cdot \ddot{x} \cdot \frac{W_{fo} - W_{fi}}{W_{fo} + W_{fi}}) / (2 \gamma) \quad (6)$$

Wenn man hierbei annimmt, daß die Rollachse des Kraftfahrzeugs auf dem Untergrund liegt, läßt sich die Lastverschiebung $\Delta W = W_{fo} - W_{fi}$ zwischen den innenliegenden und außenliegenden Vorderrädern durch die folgende Gleichung darstellen:

$$\Delta W = W_{fo} - W_{fi} = 2 \cdot W \cdot \ddot{y} \cdot \frac{h}{d} \cdot \frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}} \quad (7)$$

wobei

y: Querbeschleunigung (g) der Fahrzeugkarosserie,

h: Höhe des Schwerpunkts,

$K_{\phi f}$: Rollsteifigkeit der Vorderachse; und

$K_{\phi r}$: Rollsteifigkeit der Hinterachse.

Wenn man ferner mit l die Radbasis des Kraftfahrzeugs bezeichnet und mit lr den Abstand zwischen dem Schwerpunkt und der Hinterachse bezeichnet, läßt sich die Belastung $W_{fo} + W_{fi}$ der Vorderachse gemäß folgender Gleichung ausdrücken:

$$W_{fo} + W_{fi} = W \cdot lr/l - W \cdot \ddot{x} \cdot h/l \quad (8)$$

wobei das erste Glied die Belastung im stationären Zustand des Kraftfahrzeugs angibt und das zweite Glied die Belastungsverschiebung basierend auf der Beschleunigung angibt.

Wenn man die Gleichungen (7) und (8) in die Gleichung (6) entsprechend einsetzt, läßt sich die Momentverschiebung T_2 in Richtung vom innenliegenden Rad zum außenliegenden Rad durch die folgende Gleichung darstellen:

$$T_2 = \left(\alpha_c \cdot W \cdot \ddot{x} \cdot \frac{2 \cdot W \cdot \ddot{y} \cdot \frac{h}{d} \cdot \frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}}}{W_{fo} + W_{fi}} \right) / (2 \gamma) \\ = \left(\alpha_c \cdot W \cdot \ddot{x} \cdot \frac{2 \cdot W \cdot \ddot{y} \cdot \frac{h}{d} \cdot \frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}}}{W \cdot lr/l - W \cdot \ddot{x} \cdot h/l} \right) / (2 \gamma) \quad (9)$$

Wenn man bei den voranstehenden Ausführungen annimmt, daß ein Moment der Summe zwischen der Größe T_1 , ausgedrückt durch die Gleichung (3) und der Größe T_2 , ausgedrückt gemäß Gleichung (9) verschoben wird, wenn die Begrenzungseinrichtung 2 gesperrt ist, läßt sich ein Verschiebemoment T, welches in Richtung vom innenliegenden Rad zum außenliegenden Rad verschoben wird, durch die folgende Gleichung darstellen:

$$T = - T_1 + T_2 \\ = - (K_x \cdot \gamma \cdot d/V) / (2 \gamma) \\ + \left(\alpha_c \cdot W \cdot \ddot{x} \cdot \frac{2 \cdot W \cdot \ddot{y} \cdot \frac{h}{d} \cdot \frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}}}{W \cdot lr/l - W \cdot \ddot{x} \cdot h/l} \right) / (2 \gamma) \quad (10)$$

Wenn das Verschiebemoment T ausgedrückt gemäß der Gleichung (10) Null oder Minus ist, dann wird bei einem Anstieg der Momentverschiebung in Richtung vom außenliegenden Rad zum innenliegenden Rad das Begrenzungsmoment TLSD auf Null gesetzt, wie dies in dem Block mit einem Schritt S2 verdeutlicht ist. Die Information des Begrenzungsmomentes TLSD = 0 welches man im Schritt S2 erhalten hat, wird in die hydraulische Steuereinrichtung 18 zum Steuern der Begrenzungseinrichtung 2 eingegeben, wie dies mit einem Block gemäß einem Schritt S3 verdeutlicht ist. Sie wird auch in die Lenkkorrektursteuereinrichtung 19 zum Ermitteln der Korrekturgröße der Lenkhilfskraft basierend auf dem Elektromotor 10 des elektrischen Servolenksystems eingegeben, wie dies mit einem Block gemäß einem Schritt S8 verdeutlicht ist. Da jedoch das Begrenzungsmoment TLSD 0 ist, wird weder von der hydraulischen Steuereinrichtung 18 noch von der Lenkkorrektursteuereinrichtung 19 ein Ausgang erzeugt. Folglich ist die Begrenzungseinrichtung 2 nicht aktiviert, und die Lenkhilfskraft

basierend auf dem Elektromotor 10 wird ebenfalls nicht korrigiert.

Wenn andererseits das Verschiebemoment T ausgedrückt durch die Gleichung (10) positiv ist, d. h. wenn das Verschiebemoment in Richtung vom innenliegenden Rad zum außenliegenden Rad größer wird, wird das Verhältnis $\Delta W/W_f$ der Lastverschiebegröße zu der Belastung der Vorderachse aus der Belastung W_f der Vorderachse und der Lastverschiebung ΔW zwischen den innenliegenden und außenliegenden Vorderrädern mit Hilfe der Gleichung (10) im Schritt S1 ermittelt, wie dies mit einem Block gemäß einem Schritt S4 verdeutlicht ist.

Folglich wird in einem Schritt S5 das Antriebsmoment der Vorderachse aus der Getriebegangstellung detektiert mittels des Getriebegangstellungssensors 15, der Brennkraftmaschinendrehzahl, detektiert mittels des Brennkraftmaschinendrehzahlsensors 16 und dem Drosselklappenöffnungsgrad, detektiert mit Hilfe des Drosselklappenöffnungsensors 17, ermittelt. Insbesondere wird das Antriebsmoment T_f der Vorderachse derart ermittelt, daß ein Brennkraftmaschinenabgabemoment T_E aus einer Datentabelle der Brennkraftmaschinendrehzahl und des Drosselklappenöffnungsgrades abgeleitet wird, und daß das Brennkraftmaschinenabtriebsmoment T_E mit dem Längsmomentverteilungsverhältnis α_c und einem Übertragungsverhältnis G_r einschließlich eines abschließenden Ganges multipliziert wird.

Dies bedeutet, daß $T_E = f(\text{Brennkraftmaschinendrehzahl, Drosselklappenöffnungsgrad})$ ist

$$T_f = \alpha_c \cdot T_E \cdot G_r$$

Dann erhält man in einem Schritt S6 den Wert des Begrenzungsmomentes $TLSD$, mit dem das Verhältnis $TLSD/T_f$ des Begrenzungsmomentes $TLSD$ zum Vorderachsantriebsmoment T_f ermittelt im Schritt S5 gleich dem Belastungsverschiebungsgrößenverhältnis $\Delta W/W_f$, ermittelt im Schritt S4 wird, indem eine Ermittlung nach Maßgabe der folgenden Gleichung (11) vorgenommen wird. Das Begrenzungsmoment $TLSD$, welches auf diese Weise ermittelt wurde, wird in die hydraulische Steuereinrichtung 18 eingegeben, so daß die Begrenzungseinrichtung 2 aktiviert und betätigt wird.

$$TLSD = T_f \times \frac{\Delta W}{W_f} \quad (11)$$

wobei $TLSD \leq T$.

Dann wird in einem Schritt S7 die Korrekturgröße TS der Lenkhilfskraft zur Aufhebung einer Lenkkraftvergrößerung, welche auf das Begrenzungsmoment $TLSD$ ermittelt im Schritt S6 zurückzuführen ist, ermittelt.

Wenn insbesondere das Kraftfahrzeug eine Kurve nach links fährt, wie dies in Fig. 4(A) verdeutlicht ist, ist die auf das außenliegende Rad 5 wirkende Antriebskraft mit F_o bezeichnet, die auf das innenliegende Rad 4 wirkende Antriebskraft mit F_i , das Vorderachsantriebsmoment mit T_f , das Begrenzungsmoment $TLSD$ und der Durchmesser des jeweiligen Radreifens mit r bezeichnet. Dann lassen sich die Antriebskräfte F_o und F_i , welche auf die innenliegenden und außenliegenden Räder wirken, jeweils durch die folgenden Gleichungen darstellen:

$$\begin{aligned} F_o &= \left(\frac{1}{2} T_f + TLSD\right) / r \\ F_i &= \left(\frac{1}{2} T_f - TLSD\right) / r \end{aligned} \quad (12)$$

Hierbei ist nach Maßgabe der Fig. 4(A) und 4(B) die Massenversetzung, insbesondere der Abstand zwischen dem Radreifenmittelpunkt und der Achse eines Achsschenkelbolzens mit l_m bezeichnet. Die Momente T_o und T_i um die Achsen der linken und rechten Achsschenkelbolzen lassen sich jeweils durch die folgenden Gleichungen darstellen:

$$\begin{aligned} T_o &= F_o \times l_m \\ T_i &= F_i \times l_m \end{aligned} \quad (13)$$

Wenn man hierbei mit n das Lenkgetriebeverhältnis bezeichnet, läßt sich die Korrekturgröße der Lenkhilfskraft, insbesondere ein Moment TS , welches sich bei der Lenkung ergibt, durch die folgende Gleichung darstellen:

$$\begin{aligned} TS &= (T_o - T_i) / n = (F_o - F_i) l_m / n \\ &= (2 \times TLSD / r) \times l_m / n \end{aligned} \quad (14)$$

Dann wird in dem Schritt S8 die Korrekturgröße TS der Lenkhilfskraft in die Lenkkorrektursteuereinrichtung 19 eingegeben, die den Elektromotor 10 der Servolenkanlage zur Bereitstellung der Lenkhilfskraft steuert, und das infolge der Momentbegrenzung sich bei der Lenkung ergebende Moment wird aufgehoben. Daher wird die Schwankung der Lenkkraft, welche auf die Erzeugung des Begrenzungsmomentes $TLSD$ zurückzuführen ist, nicht größer, und der Fahrer fühlt sich daher nicht beschwert.

Obgleich die bevorzugte Ausführungsform sich als Beispiel auf die Anwendung bei einem vorderradgetriebe-

nen Fahrzeug bezieht, läßt sich natürlich die vorliegende Erfindung auch bei einem vierradgetriebenen Fahrzeug anwenden. Natürlich kann für das Servolenksystem auch ein anderes gewünschtes System in Betracht kommen, welches sich von der bevorzugten Ausführungsform mit einem Elektromotor unterscheidet, wobei es sich beispielsweise um ein hydraulisch ausgelegtes Servolenksystem mit oder ohne einem elektrischen Hilfsmotor handeln kann.

Wie sich aus der voranstehenden Beschreibung ergibt, werden nach der Erfindung bei einem Kraftfahrzeug, welches eine Differentialbegrenzungseinrichtung und eine Servolenkanlage hat, eine Größe und eine Richtung eines Verschiebemomentes zwischen den innenliegenden und außenliegenden Rädern bei gesperrter Begrenzungseinrichtung aus einer Längsbeschleunigung der Fahrzeugkarosserie, einer Querb beschleunigung der Fahrzeugkarosserie und einer Fahrzeuggeschwindigkeit abgeleitet, wobei dann, wenn die Richtung der Momentverschiebung vom außenliegenden Rad zum innenliegenden Rad gerichtet ist, die Begrenzungseinrichtung deaktiviert wird, wenn die Richtung der Momentverschiebung zwischen den innenliegenden und außenliegenden Rädern vom innenliegenden Rad zum außenliegenden Rad gerichtet ist, ein Begrenzungsmoment, bei dem eine Momentverteilung auf die innenliegenden und außenliegenden Räder im wesentlichen gleiche einer Lastverteilung einer Vorderachse auf die innenliegenden und außenliegenden Räder wird, aus der Belastungsverteilung auf die innenliegenden und außenliegenden Räder ermittelt, welche aus der Querb beschleunigung der Fahrzeugkarosserie und einem Vorderachsantriebsmoment ermittelt aus einer Getriebegangstellung, einer Brennkraftmaschinendrehzahl und einem Drosselklappenöffnungsgrad ermittelt, wobei die Begrenzungseinrichtung nach Maßgabe des Begrenzungsmomentes betätigt wird, und es wird eine Korrekturgröße einer Lenkhilfskraft aus dem Begrenzungsmoment und den charakteristischen Werten des Kraftfahrzeugs, wie einer Massenversetzung eines Radreifens, einem Durchmesser des Radreifens und einem Lenkgetriebeverhältnis, derart ermittelt, daß die Lenkhilfskraft mit dieser Korrekturgröße korrigiert wird, wodurch das Traktionsverhalten des Kraftfahrzeugs beim Kurvenfahren sich verbessern läßt und eine Lenkkraftschwankung, welche auf das Arbeiten der Begrenzungseinrichtung zurückzuführen ist, sich unterdrücken läßt. Daher stellt die Erfindung äußerst wichtige Vorteile beim praktischen Einsatz bereit.

Patentansprüche

1. Lenkstellungsverfahren für ein Kraftfahrzeug, welches eine am Kraftfahrzeug vorgesehene Brennkraftmaschine, ein Differential (3), welches zwischen einem linken Vorderrad (4) und einem rechten Vorderrad (5) zum Ausgleich einer Geschwindigkeitsdifferenz der linken und rechten Vorderräder (4, 5) vorgesehen ist, eine Begrenzungseinrichtung (2), welche an dem Differential (3) zur Steuerung einer Momentverteilung auf die linken und rechten Vorderräder (4, 5) angebracht ist, ein Lenkrad (8), welches mit den Rädern zur Lenkung des Kraftfahrzeugs betriebsverbunden ist, ein Elektromotor (10), welcher mit dem Lenkrad (8) zur Betriebsunterstützung des Lenkrades (8) verbunden ist, einen Torsionsmomentsensor (9), welcher mit dem Lenkrad (8) zum Detektieren eines Torsionsmoments des Lenkrades (8) und zum Erzeugen eines Torsionsmomentsignals verbunden ist, einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor (13) zum Detektieren einer Fahrzeuggeschwindigkeit und zum Erzeugen eines Fahrzeuggeschwindigkeitssignals, einen Brennkraftmaschinendrehzahlsensor (16) zum Detektieren einer Brennkraftmaschinendrehzahl und zum Erzeugen eines Brennkraftmaschinendrehzahlsignals, einen Drosselklappensensor (17) zum Detektieren eines Öffnungsgrades einer Drosselklappe in der Brennkraftmaschine und zum Erzeugen eines Öffnungsgradsignals, einen Gangstellungssensor (15) zum Detektieren einer Stellung eines gewählten Ganges und zum Erzeugen eines Stellungssignals, einen Querb beschleunigungssensor (14), welcher am Kraftfahrzeug zum Detektieren einer Querb beschleunigung und zum Erzeugen eines Querb beschleunigungssignals angebracht ist, und einen Längsbeschleunigungssensor (12) hat, welcher an dem Kraftfahrzeug zum Detektieren einer Längsbeschleunigung und zum Erzeugen eines Längsbeschleunigungssignals (G) angebracht ist, wobei das Lenkstellungsverfahren durch folgende Schritte gekennzeichnet ist:

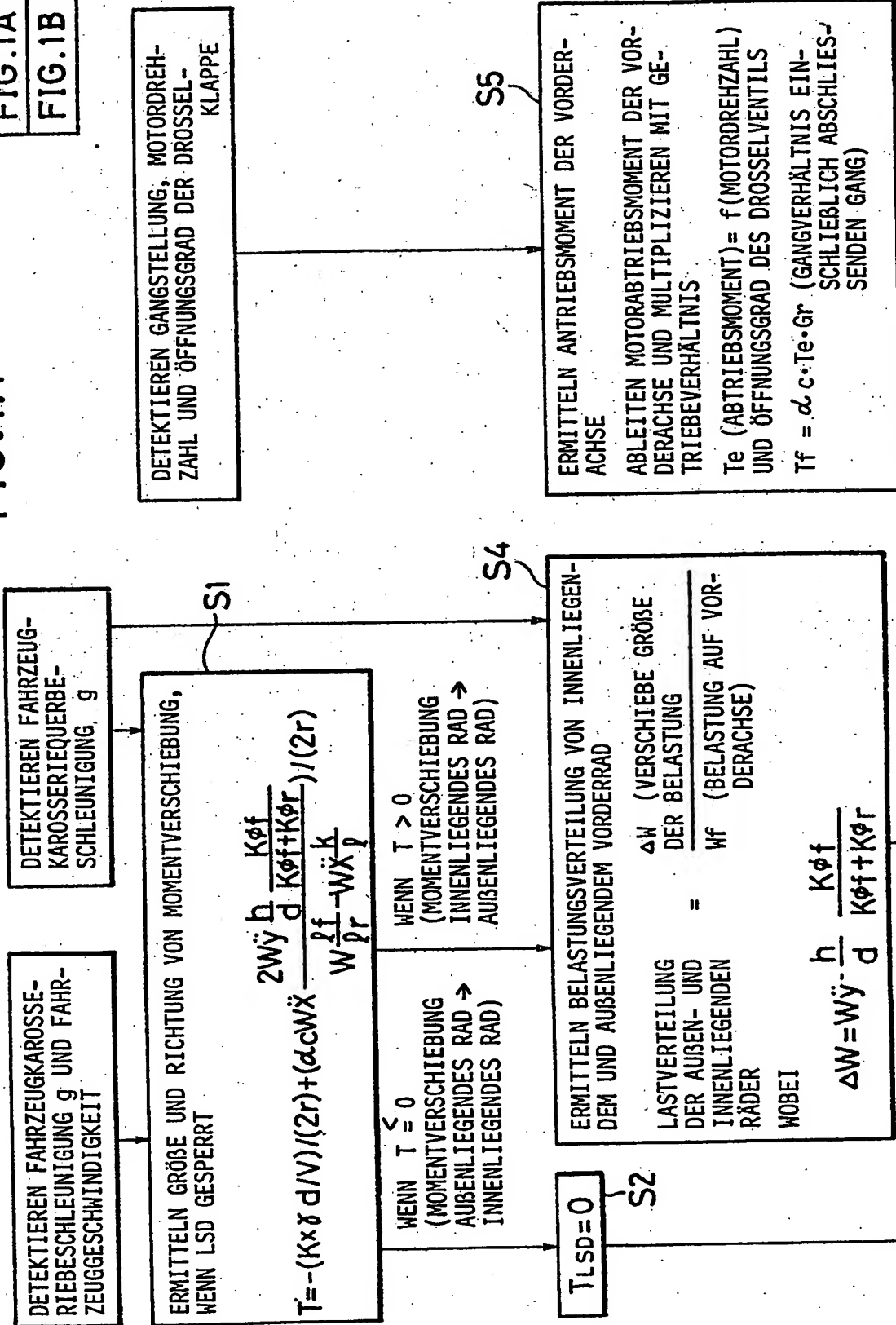
Ableiten einer Größe und einer Richtung eines Verschiebemomentes aus dem Querb beschleunigungssignal und aus dem Längsbeschleunigungssignal, wenn die Begrenzungseinrichtung (2) gesperrt ist, Deaktivieren der Begrenzungseinrichtung (2), wenn die Richtung des Verschiebemomentes von dem außenliegenden Rad zu dem innenliegenden Rad gerichtet ist, Ermitteln einer Lastverteilung auf die linken und rechten Räder, wenn die Richtung der Momentverschiebung von dem innenliegenden Rad zu dem außenliegenden Rad gerichtet ist, Ermitteln eines Antriebsmoments aus einer Tabelle, in welcher in Abhängigkeit von dem Positionssignal, dem Brennkraftmaschinendrehzahlsignal und dem Öffnungsgradsignal Daten gespeichert sind, Bestimmen eines Begrenzungsmomentes aus der Lastverteilung und dem Antriebsmoment, Aktivieren der Begrenzungseinrichtung (2) nach Maßgabe des Begrenzungsmomentes, Bestimmen einer Korrekturgröße aus dem Begrenzungsmoment und den charakteristischen Werten des Kraftfahrzeugs, und Korrigieren der durch den Elektromotor (10) erzeugten Hilfskraft zum Ausgleichen der Lenkkraftschwankungen.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die charakteristischen Werte eine Massenversetzung und ein Durchmesser eines Radreifens und ein Lenkgetriebeverhältnis sind.

FIG. 1A

FIG. 1

FIG. 1A
FIG. 1B



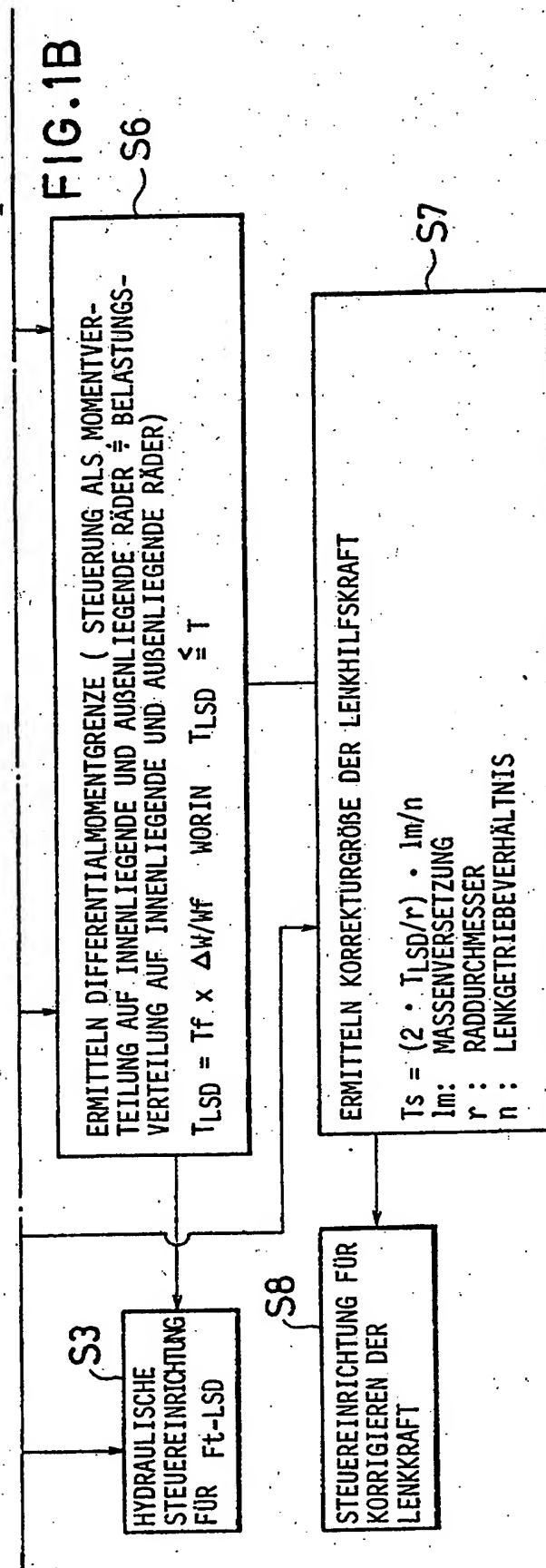


FIG.2

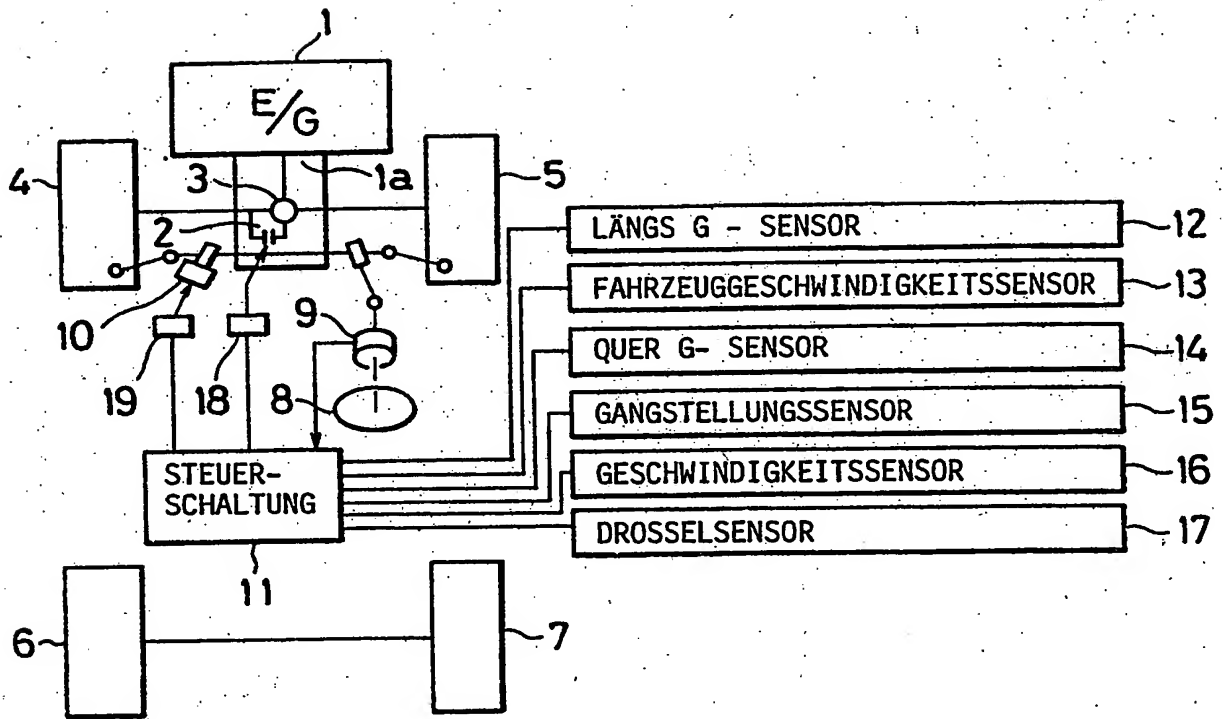


FIG.3A

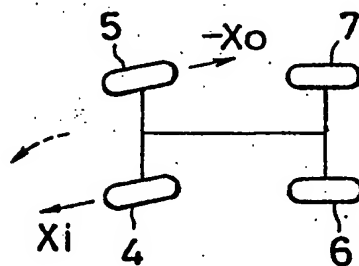


FIG.3B

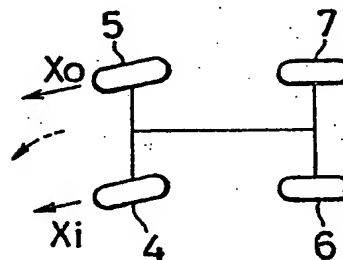


FIG. 4A

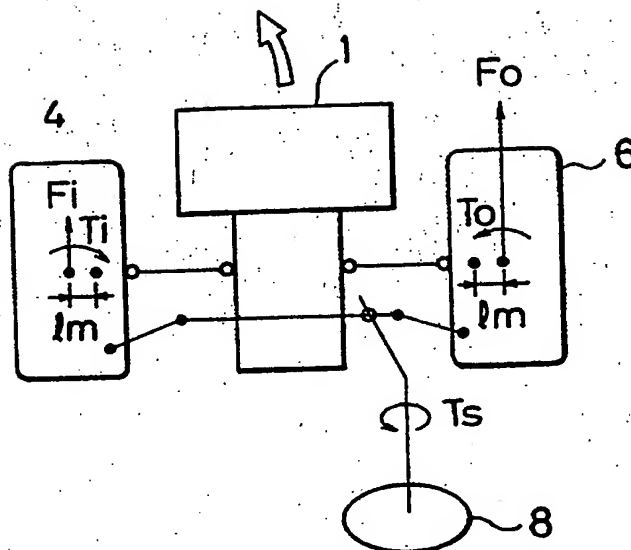


FIG. 4B

